

Список использованных источников

1. Товаровский И. Г., Райх Е. И., Шкодин К. К., Улахович В. А. Применение математических методов и ЭВМ для анализа и управления доменным процессом. – М.: Metallurgy, 1978. – 204 с.
2. Шкодин К. К., Манчинский В. Г. Кинетика восстановления оксидов железа в доменной плавке и возможности ее математического описания // Познание процессов доменной плавки. Коллективный труд под ред. В. И. Большакова и И. Г. Товаровского. Днепропетровск: Пороги, 2006. – С. 167–187.
3. Товаровский И. Г., Большаков В. И., Меркулов А. Е. Аналитическое исследование процессов доменной плавки: монография. – Днепропетровск: Экономика, 2011. – 206 с.

УДК 669.014

Е. В. Торопов*, Л. Е. Лымбина*, Д. К. Волкинд**

* ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)», г. Челябинск, Россия

**ГК «ПЛИМ-УРАЛ» – «Делкам-Урал», г. Екатеринбург, Россия

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ОГНЕУПОРНОГО МАТЕРИАЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА В РЕГЕНЕРАТИВНОЙ НАСАДКЕ

Аннотация

В работе рассмотрено влияние свойств материала насадки высокотемпературных регенераторов на коэффициент теплообмена в каналах различного диаметра. Структурно задача решена относительно коэффициента теплообмена идеального регенератора и степени использования поверхности теплообмена для трех типов материала насадки: шамота, диоксида кремния и корунда при варьировании диаметра канала в насадочной матрице в интервале от 0,03 до 0,05 м и изменении расхода дутья от $3 \cdot 10^3$ до $5 \cdot 10^3$ м³ в минуту. Результаты рассмотрены в условиях модельного примера при относительном живом сечении насадки 0,335 и числе аппаратов в системе от 2 до 4. Получены зависимости для коэффициентов теплообмена в функции теплофизических свойств насадочного материала.

Ключевые слова: регенератор, теплообмен, эффективность, канал насадки, конвекция, излучение.

Abstract

In this work the influence of the properties of the material of a setting of the high-temperature regenerators on the coefficient of heat transfer in channels of different diameter. The structural problem is resolved relative to the heat transfer coefficient ideal regenerator and extent of use of heat-exchange surface for three types of material setting: fire clay, silica and corundum at a variation of a channel diameter in the setting matrix in the range from 0.03 to 0.05 m and expenditure

change blowing from 3.103 to 5.103 m^3 per minute. The results are discussed in terms of a model example, when a relative living section of the setting $0,335$ and the number of unit in the system from 2 to 4 . The obtained dependencies for the heat transfer coefficients in function of the thermo-physical properties of the setting material.

Keywords: regenerator, heat transfer, efficiency, channel of a setting, convection, radiation.

Конструктивные решения, основанные на научных разработках и практических результатах, которые лежат в основе перспективных конструкций регенераторов, определяют уровень достигаемых температур и срок службы аппаратов и всей системы в целом. Поэтому разработка новых конструкций регенераторов и их элементов – системы горения топлива, теплообменной поверхности матрицы насадки, огнеупорной и теплоизоляционной кладки, представляет большой практический интерес. Актуальность проблемы непосредственно вытекает из необходимости осуществления в настоящее время на технологических агрегатах высокотемпературного нагрева дутья, из задач разработки и совершенствования конструктивных и режимных особенностей аппаратов в направлении достижения высоких теплотехнических показателей и эксплуатационной стойкости.

Количество теплоты Q_2 , Дж/цикл, передаваемой нагреваемому теплоносителю за цикл, определяется по формуле

$$Q_2 = \alpha H_0 \Delta t_{\text{л}}, \quad (1)$$

где $\Delta t_{\text{л}}$ – логарифмическая разность температур теплоносителей, $^{\circ}\text{C}$, определяемая как для поверхностного теплообменника рекуперативного типа, H_0 – полная поверхность теплообмена одного аппарата, м^2 . Это же количество теплоты должно быть передано от продуктов сгорания к нагреваемой насадке для условий установившегося теплового режима без учета тепловых потерь кожухом аппарата в окружающую среду.

Коэффициент теплообмена α , Дж/($\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{цикл}$), можно определить через коэффициент теплообмена идеального регенератора α_{id} , умноженный на коэффициент использования поверхности теплообмена ξ

$$\alpha = \alpha_{id} \cdot \xi, \quad (2)$$

где ξ определяется по зависимости

$$\xi = \xi_x + A \left[1 - e^{-k(N_1 + N_2)} \right]. \quad (3)$$

В формуле (3) факторы ξ_x , A , k являются функциями шести определяющих критериев $Bi_{1,2}$, $Fo_{1,2}$, $N_{1,2}$ [1]. Коэффициент теплообмена идеального регенератора определяется при отсутствии термического сопротивления аккумуляционных процессов по формуле

$$\alpha_{id} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}}. \quad (4)$$

Анализируя зависимость для α_{id} , следует отметить, что $1/\alpha_{id}$ можно представить последовательным соединением двух термических сопротивлений для периодов нагрева и охлаждения, каждое из которых имеет структуру

$$\frac{1}{\alpha_{1,2}} = \frac{1}{Bi_{1,2}} \cdot \frac{1}{Fo_{1,2}} \cdot \frac{1}{\rho c \delta}. \quad (5)$$

При учете теплофизических свойств огнеупорных материалов: шамота $\rho_c = 1,734 \cdot 10^6$, динаса $\rho_c = 2,20 \cdot 10^6$, корунда $\rho_c = 3,88 \cdot 10^6$, Дж/м³ К, можно составить ряд термосопротивлений аккумуляционных процессов 0,5767 : 0,4545 : 0,2577.

Изложенные выше соотношения включают диаметр канала d_3 , но степень у этого фактора в зависимости (3) при расчетах получается и в целом, и в дробном виде, и положительного и отрицательного знака [2], что несколько затрудняет анализ результатов. Поэтому представляется рациональным произвести декомпозицию основного соотношения и оценить влияние диаметра канала насадки на отдельные элементы зависимости для α_{id} (4).

Представляет определенный интерес произвести оценку численных значений α_{id} в зависимости от коэффициентов теплоотдачи в период нагрева α_1 и охлаждения α_2 насадки и от длительностей этих периодов τ_1 и τ_2 . Причем необходимо отметить, что при размерности коэффициентов теплоотдачи Вт/м²·К = Дж/с·м²·К длительности периодов необходимо подставлять в секундном измерении, а поскольку длительность периодов измеряется за цикл работы аппарата, то размерность $\tau_{1,2}$ при определении величин в полном цикле должна быть с/цикл. Длительности периодов связаны друг с другом через число аппаратов в системе N_a и длительность периода реверса $\Delta\tau$. Таким образом, при $N_a = 3$, $\Delta\tau = 0,1$ часа = 360 с, $\tau_2 = 3600$ с, $\tau_1 = 6840$ с; при $N_a = 2$, $\tau_2 = 3600$ с, $\Delta\tau = 360$ с, $\tau_1 = 3240$ с; при $N_a = 4$, $\tau_2 = 3600$ с, $\tau_1 = 10440$ с, $\Delta\tau = 360$ с. Расчет α_{id} для этих параметров при $\alpha_1 = 30; 35; 40$; и $\alpha_2 = 20; 25; 30$ Вт/м²·К для $\xi = 1,0$ приведен в табл. 1, рассчитанной при отсутствии термического сопротивления аккумуляционных процессов.

Таблица 1

Коэффициент теплообмена α_{id} , кДж/м²·К·цикл, при $\xi = 1,0$

Коэффициенты теплоотдачи, Вт/м ² ·К,			Число аппаратов в системе, N_a ,		
α_1	α_2	α_1/α_2	2	3	4
30	20	1,50	41,36	53,30	58,54
35	25	1,40	50,18	65,41	72,21
40	30	1,33	58,91	77,43	85,81

Приведенные в табл. 1 данные позволяют оценить величину α_{id} как максимальное значение коэффициента теплообмена, реальные значения α будут по величине ниже табличных данных, так как фактически $\xi < 1,0$. Следует отметить, что по данным табл.1 значения коэффициента теплообмена монотонно растут с увеличением коэффициентов теплоотдачи и числа аппаратов в системе.

Тепловой баланс теплоаккумулирующей матрицы можно представить в виде $kQ_1 = Q_2$, кДж/цикл, где $Q_{1,2}$ – количество теплоты, передаваемой за цикл от продуктов сгорания топлива (индекс 1) к нагреваемому дутью (индекс 2); k – коэффициент тепловых потерь. Этот коэффициент при полном сжигании топлива определяется по потерям с уходящими дымо-

выми газами $q_2 = 8 \%$ с температурой $t_1'' = 300^\circ\text{C}$, а также по потерям теплопередачей через огнеупорную кладку и теплоизоляцию в окружающую среду $q_5 = 1,0 \%$, тогда $k = (100 - q_2 - q_5) / (100 - q_5) = 0,92$.

Количество теплоты, полученное дутьем за цикл Q_2 , связано с технологическим заданием по расходу V_∂ и температуре горячего дутья t_∂'' ; эти параметры определяются технологией доменной плавки и в условиях модельного примера для доменной печи полезным объемом 2500 м^3 можно принять $V_\partial = 5000 \text{ м}^3/\text{мин} = 83,3 \text{ м}^3/\text{с}$ при нормальных условиях и $t_\partial'' = 1300^\circ\text{C}$ [1]. При относительном живом сечении $f_{жс} = 0,335$ и при полном сечении насадочной камеры $F_{жс} = 35,5 \text{ м}^2$ полное живое сечение $F_{жс} = 11,89 \text{ м}^2$, что дает возможность рассчитать плотность потока массы $(\rho w)^2 = 9,04 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$. Количество теплоты, которую необходимо передать дутью за цикл при длительности дутьевого периода 3600 с $Q_2 = v_\partial \cdot \Delta i_2 \cdot 3600 = 523,89 \cdot 10^6 \text{ кДж}$.

Определенная таким способом плотность потока массы в соответствии с уравнением сплошности не изменяется при изменении температуры и давления газообразной среды, поэтому целесообразно число Рейнольдса и режим движения среды определять по формуле $Re = (\rho w)d/\mu$, где d_∂ – эквивалентный диаметр канала, м, μ – динамическая или абсолютная вязкость среды, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$, которая зависит от температуры, но не зависит от давления. В условиях модельного числового примера $Re = 8236,4$ при $d_\partial = 0,041 \text{ м}$ и таким образом, при $Re > 4260$ $Nu = 0,0218 \cdot Re^{0,8}$; для других интервалов числа Рейнольдса: при $1700 < Re < 4260$ $Nu = 2,95 \cdot 10^{-4} Re^{1,31}$; при $Re < 1700$ $Nu = 1,83 Re^{0,14}$. В соответствии с этими данными коэффициент теплоотдачи конвекцией в воздушный и газовый периоды для всех интервалов числа Re

$$\alpha_{1,2}^k = C_{1,2} d^{m-1} = A_{1,2} \lambda_{1,2} (\rho w)_{1,2}^m \mu_{1,2}^m d^{m-1}, \quad (6)$$

где в условиях модельного примера $A_1 = 2,95 \cdot 10^{-4}$, $A_2 = 0,0218$, $m_1 = 1,31$, $m_2 = 0,8$.

Коэффициенты теплоотдачи излучением можно представить в виде

$$\alpha_{1,2}^{\text{л}} = B_y d_\partial^{0,33} + B_\partial d_\partial^{0,6}; \quad (7)$$

где

$$B_y = \frac{3,317 p_y^{0,33}}{\Delta T} \left(\frac{T_\partial}{100} \right)^{3,5}; \quad B_\partial = \frac{3,175 p_\partial^{0,8}}{\Delta T} \left(\frac{T_\partial}{100} \right)^{3,0}. \quad (8)$$

Эти коэффициенты включают парциальное давление углекислоты p_y и водяного пара p_∂ соответственно. В вышеприведенных зависимостях T_∂ – температура газовых сред, усредненная по высоте канала насадки, а ΔT – средний температурный напор. Таким образом, полные коэффициенты теплоотдачи в период нагрева насадки (индекс 1) и в период охлаждения (индекс 2) определяются по формулам

$$\alpha_{1,2} = C_{1,2} d_\partial^{m-1} + B_y d_\partial^{0,33} + B_\partial d_\partial^{0,6}. \quad (9)$$

Подставив в (4) значения $\alpha_{1,2}$ из формулы (9), можно получить зависимость α_{id} от d_∂ в явном виде

$$\alpha_{id} = U_2 d^{m-1} / \{ 1 + U_2 d^{m-1} / (U_1 d^{m-1} + B_y \tau_1 d^{0,33} + B_\partial \tau_1 d^{0,6}) \}, \quad (10)$$

где параметры $U_{1,2}$ означают

$$U_{1,2} = (A\tau\lambda)_{1,2}(\rho w/\mu)_{1,2}^{m_{1,2}}. \quad (11)$$

Результаты расчета α_{id} по полученным зависимостям приведены в таблице 2.

Таблица 2

Коэффициент α_{id} в функции заданных технологических параметров

Заданный расход дутья, v_D , м ³ /мин, диаметр канала насадки, d_3 , м		Число $N_a = 2$, $\tau_1 = 3240$ с, $\tau_2 = 3600$ с	Число $N_a = 3$, $\tau_1 = 6840$ с, $\tau_2 = 3600$ с	Число $N_a = 4$, $\tau_1 = 10440$ с, $\tau_2 = 3600$ с
$v_D = 5000$ м ³ /мин	$d_3 = 0,030$ м	87,137	122,550	140,240
	$d_3 = 0,040$ м	92,300	127,700	144,500
	$d_3 = 0,050$ м	98,610	136,400	154,800
$v_D = 4000$ м ³ /мин	$d_3 = 0,030$ м	76,566	105,900	120,200
	$d_3 = 0,040$ м	78,020	104,740	117,210
	$d_3 = 0,050$ м	78,920	104,080	115,500
$v_D = 3000$ м ³ /мин	$d_3 = 0,030$ м	65,370	88,120	98,785
	$d_3 = 0,040$ м	66,240	86,750	95,960
	$d_3 = 0,050$ м	65,550	83,930	91,280

Примечание. Для соответствия данным модельного примера вместо $d_3 = 0,040$ м в расчеты вводился диаметр $d_3 = 0,041$ м, что соответствует отклонению в 2,5 %.

Приведенный выше материал является результатом разработки новой методической схемы предварительного расчета эффективности насадочной матрицы регенераторов. Эта схема с определенной степенью относительности может быть названа схемой инверсного теплового баланса, когда необходимые теплообменные характеристики аппаратов рассчитываются на основе требований технологии доменной плавки, в то время как процесс нагрева дутья идет в противоположном направлении, от подачи топлива и воздуха горения, а затем холодного дутья в аппараты.

Разработанная методика позволяет поставить задачу достижения определенного уровня интенсификации процессов теплообмена, который должен быть достигнут при выполнении требований технологии; эта схема должна быть дополнена аэродинамическими расчетами тракта продуктов сгорания с определением резервов давления и характеристик тягодутьевых устройств. Получив по предлагаемой схеме коэффициент теплообмена α_{id} без учета термического сопротивления теплоаккумулирующего материала матрицы насадки, можно определить теоретический предел, который реально не может быть достигнут, так как наличие термического сопротивления теплоаккумулирующего материала снижает реальный коэффициент теплообмена: $\alpha = \alpha_{id} \cdot \xi$, где $\xi < 1,0$. Также требуемые для достижения рассчитанного α_{id} коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{1,2}$ могут быть названы минимально необходимыми, так как при «включении» термического сопротивления материала теплоаккумулирующей матрицы для достижения той же тепловой мощности потребуются более высокие коэффициенты теплоотдачи. Эта методика и расчетные формулы без изменений применимы для блочных

насадок, насадок типа Каупера и Сименса; при внедрении компактных насадок расчетные формулы должны быть скорректированы.

Список использованных источников

1. Шкляр Ф. Р., Малкин В. М., Каштанова С. П., Калугин Я. П., Советкин В. Л. Доменные воздушнонагреватели (конструкции, теория, режимы работы). – М.: Металлургия, 1982. – 176 с.
2. Торопов Е. В., Волкинд Д. К. Применение аппроксимаций для анализа эффективности регенеративного теплообмена // Теория и практика тепловых процессов в металлургии: сб. докладов Международной научно-практической конференции (18-21 сент. 2012 г.). – Екатеринбург: УрФУ, 2012. – С. 370–374.

УДК 669.051

С. С. Федоров, М. В. Губинский, С. Н. Форись

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск, Украина

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГАЗОВЫХ ПУЗЫРЕЙ НА ПРОВОДИМОСТЬ ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКОГО КИПЯЩЕГО СЛОЯ

Аннотация

На основе совместного решения уравнений двухфазной модели кипящего слоя и потенциальной задачи проводимости однородных структур установлено влияние газовых пузырей на относительную электрическую проводимость слоя дисперсных частиц углеродных материалов. Предложены рекомендации по расчету удельного электрического сопротивления электротермического кипящего слоя.

Ключевые слова: углеродный материал, электротермическая печь, кипящий слой, электрическая проводимость, газовые пузыри.

Abstract

Joint solution of the equations of two-phase fluidized bed model and potential equation of homogeneous structures conductivity established the influence of gas bubbles on the relative electrical conductivity of the dispersed particles bed of carbon materials. Recommendations are proposed for the calculation of the electrical resistance of the electrothermal fluidized bed.

Keywords: carbon material, electrothermal furnace, fluidized bed, electrical conductivity, gas bubbles.

Конечные потребители углеродной продукции в цветной металлургии, приборо- и машиностроении предъявляют особые требования к химической чистоте и удельному электрическому сопротивлению (УЭС) изделий из графита. В условиях растущего спроса на графит и сопутствующих объемов углеродсодержащих отходов технология высокотемпературной переработки углеродного сырья в электротермических печах кипящего слоя (ЭТПКС) явля-